

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):



BLACK BORDERS

- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

⑤1

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

Int. Cl.:

F 02 d, 13/02

F 01 l, 1/04

DEUTSCHES



PATENTAMT

⑤2

Deutsche Kl.:

46 b, 13/02

14 d, 1/04

⑩

⑪

⑫

⑬

⑭

Offenlegungsschrift 2006 618

Aktenzeichen: P 20 06 618.6

Anmeldetag: 13. Februar 1970

Offenlegungstag: 18. Februar 1971

Ausstellungspriorität: —

⑮

Unionspriorität

⑯

Datum: 13. Februar 1969

⑰

Land: Italien

⑱

Aktenzeichen: 50581 A-69

⑤4

Bezeichnung: Ventilsteuerungseinrichtung für Brennkraftmaschinen

⑥1

Zusatz zu: —

⑥2

Ausscheidung aus: —

⑦1

Anmelder: Fiat Societa per Azioni, Turin (Italien)

Vertreter: Fincke, H., Dr.-Ing.; Bohr, H., Dipl.-Ing.;
Staeger, S., Dipl.-Ing.; Patentanwälte, 8000 München

⑦2

Als Erfinder benannt: Torazza, Giovanni; Giacosa, Dante; Turin (Italien)

Benachrichtigung gemäß Art. 7 § 1 Abs. 2 Nr. 1 d. Ges. v. 4. 9. 1967 (BGBl. I S. 960): —
Prüfungsantrag gemäß § 28 b PatG ist gestellt

DT 2006 618

PATENTANWÄLTE
DR.-ING. H. FINCKE
DIPL.-ING. H. BOHR
DIPL.-ING. S. STAEGER

8 MÜNCHEN 5.
Müllerstraße 31

13 FEB 1970

Fernruf: 224941

Telegramme: Claims München

Postscheckkonto: München 27044

Bankverbindung:
Bayerische Vereinsbank München, Konto 620 404

Mappe No. 8293
Bitte in der Antwort angeben

Case F 1826

2006618

B e s c h r e i b u n g

der Firma FIAT Societa per Azioni
Turin / Italien

betreffend

"Ventilsteuerungseinrichtung für
Brennkraftmaschinen"

Priorität: 13.2.1969 - Italien

Die Erfindung betrifft eine Einrichtung für den Antrieb
der Ventilsteuerung von Brennkraftmaschinen von einer
Antriebswelle aus.

Bekanntlich werden bei Viertakt-Brennkraftmaschinen die
Ansaug- und Auslaßhübe, die theoretisch nur während der
Zeit dauern sollen, die der Kolben für die Ausführung der
jeweiligen Hübe braucht, im allgemeinen dadurch verlängert,
daß jedes Ventil vor der unteren Totpunktstellung des Kol-
bens geöffnet und nach der oberen Totpunktstellung des
Kolbens geschlossen werden, d.h. es wird den Ansaug- und
Auslaßhüben eine Voreilung bzw. Nacheilung mitgeteilt,
die so gewählt sind, daß den Verzögerungen Rechnung getra-
gen wird, welche durch die Füllung und Entleerung des Zy-

109808/1177

linders infolge des Widerstandes gegen den Gasdurchtritt durch die Einlaß- und Auslaßventile bedingt sind.

Hieraus folgt, daß die Gesamtdauer, während welcher jedes Ventil offen ist, groß sein muß (d.h. mit einer wesentlichen Voreilung und einer wesentlichen Nacheilung beim Öffnen und Schliessen des Ventils) bei hohen Motordrehzahlen, jedoch dieser Zeitraum bei niedrigen Drehzahlen viel kleiner sein muß, wenn die Motorleistung auf einer niedrigen Drehzahl gehalten werden soll.

Da der Motor, besonders, wenn er für Kraftfahrzeuge verwendet wird, über einen ziemlich grossen Bereich von Drehzahlen arbeiten soll, ist die in der Praxis verwendete Einstellung gewöhnlich ein Kompromiß, der mässige Motorleistungen sowohl bei niedrigen als auch bei hohen Drehzahlen gibt, d.h. die Leistung des Motors ist nur gut innerhalb eines ziemlich begrenzten Drehzahlbereichs.

Ähnliche Überlegungen treffen auch im Falle von Zweitaktmotoren mit gesteuerten Ventilen zu.

Ferner besteht das Problem der Begrenzung der Ausströmung aus den Motorzylindern von giftigen Gasen aus unverbranntem Kohlenwasserstoff, Kohlenmonoxyd und Stickstoffoxyden. Diese Ausströmung verringert sich bei der Verkürzung der Ladungswechselperiode, d.h. der Periode, während welcher sowohl das Auslaßventil als auch das Einlaßventil eines

Zylinders offen sind.

Aus den vorangehenden Erwägungen ergibt sich, daß sowohl vom Gesichtspunkt guter Leistung (d.h. hohes Drehmoment und geringer Kraftstoffverbrauch bei allen Drehzahlen) als auch vom Gesichtspunkt geringer Luftverunreinigung (d.h. geringe Mengen giftiger Gase im Motorabgas) die Einstellung der Ventilsteuerung je nach der Drehzahl und der Belastung des Motors veränderlich sein soll.

Für diesen Zweck wurden verschiedene Einrichtungen vorgeschlagen, von denen sich jedoch keine entweder wegen baulicher Schwierigkeiten oder wegen anderer durch sie bedingter Nachteile und Beschränkungen sich in der Praxis als zufriedenstellend erwiesen hat.

Zu den bekanntesten dieser Steuerungseinrichtungen gehören die folgenden:

- a) Einrichtungen, welche eine Veränderung des Spiels zwischen jedem Nocken und dem jeweiligen Ventilstößel zulassen oder welche zur Verringerung der Einstellung das Spiel erhöhen: solche Anordnungen haben insofern einen ernststen Nachteil, als sie zu unannehmbaren Nockenstoßgeschwindigkeiten führen, sobald das Stößelspiel beträchtlich wird;
- b) Einrichtungen, mit kegelstumpfförmigen Nocken: jeder

Nocken hat eine veränderliche Erhebung über seine Breite, so daß, wenn die Nockenwelle axial verschoben wird, verschiedene Ventilzeiten erzielt werden. Dies hat zur Folge, daß die mit den Nocken zusammenwirkenden Stößel kugelig sein müssen, so daß ein punktförmiger Kontakt zwischen jedem Nocken und Stößel bei sehr hohen Kontaktdrücken erhalten wird, wenn die Ventildfedern so bemessen sind, daß hohe Ventil-Arbeitsgeschwindigkeiten ermöglicht werden;

- c) Einrichtungen, die darin bestehen, daß das Öffnen und das Schliessen jedes Ventils gesondert mit zwei Nocken gesteuert wird, die auf verschiedenen Wellen angeordnet sind: durch Verändern der relativen Winkelstellungen der beiden Wellen kann die Einstellung der Steuerzeiten verändert werden. Bei diesem System bleiben die Steuerungsgesetze des Ventilöffnungs- und Schließvorgangs konstant und muß eine Ventilerhebung hingenommen werden, die im Verhältnis zum maximalen Ventilhub über einen bestimmten Drehungswinkel der Nockenwellen konstant ist, wobei der Abschnitt für konstante Erhebung um so ausgedehnter ist, je grösser die erforderliche Veränderung der Einstellung ist. Einrichtungen dieser Art, deren Arbeitsweise zuverlässiger erscheint als die der Einrichtungen a) und b) sind jedoch in ihrem Aufbau kompliziert und sind teuer;
- d) Einrichtungen, die eine Veränderung der Kopplung zwischen der Motorwelle und jeder Ventilsteuerwelle herbeiführen:

solche Einrichtungen sind offensichtlich nur auf Motoren mit Zwillingsnockenwellen für die Einlaß- und Auslaßventile anwendbar, die von einer Kette oder von einem verzahnten Riemen angetrieben werden. Die vorgenannte Veränderung der Kupplung kann beispielsweise durch Schwingarme erzielt werden, welche Kettenräder tragen, die mit Teilen der Kette oder des Riemens in Eingriff stehen, um die Ketten- oder Riemenspannung zu verändern. Systeme dieser Art ermöglichen lediglich eine Herabsetzung der Steuerzeiten, während die Dauer der Hübe unverändert bleibt, und

- e) Einrichtungen, bei welchen zwischen jedem Nocken und dem jeweiligen Ventilstößel eine Trommel angeordnet ist, die sich winkelig auf einem Radius verlagert, dessen Mittelpunkt mit der Achse des Nockens zusammenfällt. Bei diesem System wird nur die gleiche Wirkung wie im vorangehenden Fall erreicht, d.h. das Herabsetzen der Steuerzeiten bei Hüben von konstanter Dauer.

Aufgabe der Erfindung ist die Vermeidung der Nachteile der vorangehend beschriebenen Einrichtungen und die Schaffung einer Ventilsteuerungseinrichtung für eine Brennkraftmaschine mit einer Antriebswelle, welche Einrichtung sich dadurch unterscheidet, daß Mittel zur Umwandlung der Drehbewegung der Antriebswelle in eine Kippbewegung eines

Kurvenelements vorgesehen sind, das eine Kurvenfläche aufweist, deren Kontur einen profilierten Ventilsteuerungsteil besitzt, sowie eine Einrichtung zur Veränderung der Amplitude der Ventilbewegung, welche durch den erwähnten profilierten Kurventeil verursacht wird, in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Belastung des Motors.

Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung in Verbindung mit den beiliegenden Zeichnungen, in denen einige praktische Ausführungsformen beispielsweise dargestellt sind und zwar zeigen:

Fig. 1 eine Schnittansicht einer ersten Ausführungsform einer erfindungsgemässen Ventilsteuerungsvorrichtung bei geschlossenen Einlaß- und Auslaßventilen;

Fig. 2 eine Ansicht teilweise im Aufriß und teilweise im Schnitt der in Fig. 1 dargestellten Vorrichtung in einem grösseren Maßstab bei geöffneten Ventilen;

Fig. 3 eine schematische Darstellung einer hydraulischen Vorrichtung, die einen Teil des in Fig. 1 dargestellten Mechanismus bildet;

Fig. 4 eine Anzahl Diagramme, welche graphisch die Veränderung der Erhebung, der Geschwindigkeit und der

Beschleunigung der Ventile über der Winkelstellung der sich drehenden Welle des in Fig. 1 dargestellten Mechanismus für zwei verschiedene Stellungen der in Fig. 3 dargestellten hydraulischen Vorrichtung zeigen;

Fig. 5 eine Ansicht im Aufriß einer Abänderung der in Fig. 1 dargestellten Ausführungsform;

Fig. 6 eine schematische Darstellung einer hydraulischen Vorrichtung, die einen Teil des in Fig. 5 dargestellten Mechanismus bildet;

Fig. 7 eine Anzahl Kurven, welche graphisch die Veränderungen des Hubes, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung der Ventile über der Winkelstellung der sich drehenden Welle der in Fig. 5 dargestellten Ausführungsform für zwei verschiedene Stellungen der in Fig. 6 gezeigten Vorrichtung darstellt;

Fig. 8 eine Ansicht im Aufriß und teilweise im Schnitt einer zweiten Ausführungsform einer erfindungsgemässen Ventilsteuereinrichtung;

Fig. 9 eine Ansicht im Aufriß und im Schnitt eines Teils einer dritten Ausführungsform der Erfindung und

Fig. 10 eine Anzahl Kurven, welche graphisch die Veränderungen

der Erhebung, Geschwindigkeit und der Beschleunigung der Ventile über der Winkelstellung der Welle der in Fig. 9 gezeigten Einrichtung für zwei verschiedene Stellungen einer hydraulischen Vorrichtung, die der in Fig. 6 gezeigten ähnlich ist, darstellt.

In den Zeichnungen bezeichnen gleiche Bezugsziffern gleiche oder einander entsprechende Teile.

In Fig. 1 und 2 ist die Ventilsteuerung einer Viertakt-Brennkraftmaschine von der Bauart mit oben gesteuerten Einlaß- und Auslaßventilen in V-Anordnung, die von zwei oberliegenden Steuerwellen angetrieben werden, welche ihrerseits durch den Motor angetrieben werden.

Der in Fig. 1 mit 1 bezeichnete Teil der Brennkraftmaschine ist der obere Teil eines Zylinders 2, in welchem ein Kolben 3 gleitbar ist, der Antriebsverbindung mit einer Pleuelstange 4 hat.

Der Zylinder 2 ist an seinem oberen Ende mit zwei Öffnungen 5 für den Einlaß und den Auslaß versehen, welche Öffnungen mit einem Einlaßventil 6 und einem Auslaßventil 6a zusammenwirken.

Jedes Ventil 6, 6a besitzt einen Teller 7, der in der her-

kömmlichen Weise so geformt ist, daß er dichtend auf Sitzen aufliegen kann, die an den Öffnungen 5 geschliffen sind. Jedes Ventil 6, 6a besitzt ferner einen Schaft 8, der mit dem Teller 7 aus einem Sitz besteht und auf dem ein Querkeil 9 angeordnet ist.

An jedem Ventil 6 ist zwischen dem Querkeil 9 und der Öffnung 5 den Schaft 8 umgebend eine Anzahl Federn 10 (zwei bei dem dargestellten Beispiel) vorgesehen, um die Ventile 6, 6a in ihre Schließstellungen (Fig. 1) zu belasten.

Zum Öffnen der Ventile 6, 6a entgegen der Belastungswirkung der Federn 10 befinden sich im Zylinderkopf 11 des Motors 1 oberhalb der Ventile zwei Steuerwellen 12, die in Fig. 1 mit gestrichelten Linien gezeigt sind, je eine für jedes Ventil 6, 6a. Die Steuerwellen 12 drehen sich mit einer Drehzahl, die in direkter Beziehung zu der Drehzahl des Motors steht. In dem vorliegenden besonderen Fall, bei welchem sich es um einen Viertaktmotor handelt, drehen sich die Wellen 12 mit einer Drehzahl, die gleich der halben Drehzahl der Motorwelle ist.

Jede der beiden Steuerwellen 12 trägt an axial in Abstand voneinander befindlichen Stellen eine Anzahl kreisförmiger Exzenter 13, deren Zahl gleich der Zahl der Ventile ist.

Auf jeden Exzenter 13 ist eine Verbindungsstange 15 aufgekeilt oder befestigt, die ein schmales Ende 14 hat, an wel-

chem mittels eines Zapfens 16 ein Kurvenelement in Form eines Kipphebels 17 angelenkt ist. Die jeder Steuerwelle 12 zugeordneten Kipphebel 17 sind auf einer Achse 18 schwenkbar gelagert.

Auf derjenigen Seite der Achse 18, die dem Gelenkzapfen 16 entgegengesetzt ist, ist jeder Kipphebel 17 mit einer Kurvenfläche 19 geformt, die einen ersten Abschnitt 20 aufweist, welcher zur Achse 18 konzentrisch ist, und einen zweiten Abschnitt, der nachfolgend als der Profil- bzw. Steuerungsteil 21 bezeichnet wird, dessen Form das Steuerungsgesetz der jeweiligen Ventile 6, 6a bestimmt.

Jeder Kipphebel 17 wirkt mit seiner Kurvenfläche 19 auf die Oberseite 22 eines Schwinghebels 23, der an seinem einen Ende auf einer Achse 24 schwenkbar gelagert ist. An seinem anderen Ende weist jeder Schwinghebel 23 an seiner Unterseite eine abgerundete Fläche 25 auf, deren Profil ein Kreisbogen ist und die auf dem Querkeil 9 des jeweiligen Ventilschaftes 18 aufruht.

Die Achse 24, die als Gelenk für die Schwinghebel 23 dient, wird von einer Stütze 26 getragen, die sich um die Achse 18 drehen kann, auf der die Kipphebel 17 gelagert sind. Jede Stütze 26 (Fig. 3) weist eine zylindrische Innenbohrung 27 auf, in der ein Kolben 28 gleitbar angeordnet ist. Der

Kolben 28 ist an seinem unteren Ende mit einem Ansatz 29 ausgebildet, der auf einer im Zylinderkopf 11 geformten Abstützfläche 30 aufruhrt.

Der obere Teil der zylindrischen Bohrung 27 steht über eine Öffnung 31 mit einer Leitung 32a in Verbindung, durch welche Drucköl aus dem Schmiersystem des Motors fließt, das durch eine Pumpe 33 zugeführt wird. Die Strömung bzw. der Druck des Öls oder beide werden durch ein Ventil 34 in Abhängigkeit von der Drehzahl des Motors und der Belastung des letzteren, d.h. in Abhängigkeit des vom Motor abgegebenen Drehmoments, geregelt.

Eine Zweigleitung 35, in der sich eine Strömungsdrosselstelle 36 befindet, zweigt von der Leitung 32a unterstromseitig der Pumpe 33 ab. Die Zweigleitung 35 liefert Öl an einen Fliehkraftregler 37, der seinerseits entsprechend der Drehzahl des Motors den Öldruck oberstromseitig der Drosselstelle 36 regelt, d.h. den Eintrittsöldruck am Ventil 34. Der durch den Fliehkraftregler 37 bestimmte Öldruck steuert das Öffnen des Ventils 34.

Das Öffnen des Ventils 34 wird gleichzeitig durch eine unterdruckgesteuerte Druckdose 38 gesteuert, die mit der Ansaugleitung des Motors in Verbindung steht und bei 39 schematisch dargestellt ist. Die Druckdose 38 steuert das Ventil 34 in

Abhängigkeit von der Belastung des Motors.

Bei dem vorangehend beschriebenen Mechanismus wird bei der beträchtlichen Amplitude der winkeligen Schwingbewegung der Kipphebel 17, die notwendig ist, um eine Kurvenfläche 19 unterbringen zu können, welche die erforderliche Bewegung ergibt, die Schwingbewegung jedes Kipphebels 17 durch ein desmodromisches Antriebssystem bewirkt, das ein gelenkiges vierseitiges Gestänge aufweist, welches durch den jeweiligen Exzenter 13, der als Kurbel wirkt, die Verbindungsstange 15 und den Kipphebel 17 gebildet wird.

Auf diese Weise können infolge der Rückwirkungen der Ventiltfedern 10 bei der negativen Beschleunigung Teile jedes Kolbenhubes im Vergleich zu den allgemein verwendeten Ventilsteuern verkürzt werden. Ausserdem wird ein strengeres Bewegungsgesetz für die Ventile erhalten insoweit es durch Fehler in der Ausbildung nur eines einzigen Nockens beeinflusst wird.

Zur Rechtfertigung der Anordnung des Schwinghebels 23 zwischen dem Kipphebel 17 und dem Querkeil 9 des jeweiligen Ventils 6 ist zu erwähnen, daß der Antrieb des Ventils 6 unmittelbar durch den Kipphebel 17 übermässige Abmessungen für diesen erfordern würde, wenn das Beschleunigungsgesetz erhalten werden soll, das gewöhnlich für die Ventile von Kolbenmotoren ange-

wendet wird.

Um das günstigste Bewegungsgesetz für jedes Ventil 6 zu erhalten, und gleichzeitig die Abmessungen jedes Kipphebelkurvenelements 17 und seiner Kurvenfläche 19 innerhalb annehmbarer Grenzen zu halten, hat es sich erwiesen, daß für die Verbindung zwischen dem Kipphebel 17 und dem Ventil 6 die Verwendung des Schwinghebels 23 vorzuziehen ist, der so angeordnet ist, daß der Berührungsbereich der Kurvenfläche 19 mit der Oberseite 22 des Schwinghebels 23 zusammen mit diesem zur Drehachse des Schwinghebels 23 verlagert wird, um den Hub zu vergrößern. Dies führt zu Winkelgeschwindigkeiten des Schwinghebels 23 statt zu solchen des Kipphebels 17 während der ganzen Ventilhubbewegung und zu einer offensichtlichen Verringerung der Gesamtabmessungen der Vorrichtung.

Bei der beschriebenen Vorrichtung kann, da die Achse 24 von den beweglichen Stützen 26 getragen wird, die ihrerseits um die Achse 18 schwenkbar sind, die Achse 24 über einen Kreisbogen mit einem Halbmesser verlagert werden, der gleich dem Abstand zwischen den Achsen 18 und 24 ist und gerade durch diese Verlagerung wird die erforderliche Veränderung der Ventilzeiten erzielt.

In der Tat wird bei einer Verlagerung der Achse 24 in Richtung zur Ebene 30 eine Verringerung der Amplitude der

Steuerung erzielt, da der Beginn des Profil- bzw. Steuerungsteils 21 der Kurvenfläche 19 dann mit dem Schwinghebel 23 in einer verzögerten Winkelstellung der Antriebswelle 12 in Kontakt kommt, so daß der letzte Teil des Profilteils 21 nicht benutzt wird.

In Fig. 1 und 2 ist der Schwinghebel 23 als kontinuierliche Linie in der Stellung gezeigt, welche die maximale Einstellung ergibt, und mit strichpunktierten Linien in der Stellung, welche die Mindesteinstellung ergibt.

Wenn der Krümmungsmittelpunkt der abgerundeten Fläche 25 des Schwinghebels 23 bei geschlossenem Ventil 6 mit der Achse 18 zusammenfällt, wird das Betriebsspiel bzw. Stößelspiel nicht durch die Lage der Achse 24 beeinflusst, sondern es ist umgekehrt möglich, ein Betriebsspiel zu erhalten, das mit der Ventilsteuerung durch eine geeignete Verlagerung des Krümmungsmittelpunktes der abgerundeten Fläche von der Achse 18 weg linear veränderlich ist. Dies kann vorteilhaft sein, wenn z.B. der Motor Wärmedehnungen des kinematischen Falls des Ventils 6 unterliegt, was Veränderungen im Spiel herbeiführt, die zur Motordrehzahl und -Belastung proportional sind.

Bei der in Fig. 1 und 2 dargestellten Vorrichtung ist ferner festzustellen, daß die Stellung bzw. Lage der Steuerwellen 12 von beträchtlicher Bedeutung ist. Die gezeigte Anordnung er-

möglichst eine vorteilhafte Ausnutzung des niedrigen Verhältnisses zwischen der Länge der Verbindungsstange 15 und dem Kurbelarm, der durch den Radius der Exzentrizität des Exzenter 13 gebildet wird. In der Tat wird der Hub des Ventils bewirkt, wenn der Kurbelmechanismus, der durch den Exzenter 13 und die Verbindungsstange 15 gebildet wird, um die obere Totpunktstellung herum angeordnet ist, welche den größten Winkelbeschleunigungen des Kipphebels 17 entspricht.

Ausserdem ist, ebenfalls als Folge des niedrigen Wertes des Verhältnisses zwischen der Länge der Verbindungsstange 15 und des Kurbelarms bei einer Uhrzeigersinndrehung der Steuerwelle 12 der Winkel, mit dem sich die Welle 12 drehen muß, um das Öffnen des Ventils 6 zu bewirken, in der Tat kleiner als derjenige, der notwendig ist, um das Schliessen des Ventils herbeizuführen. Daher bestehen beim Schliessen des Ventils geringere Geschwindigkeiten und Beschleunigungen als beim Öffnen des Ventils.

Auf diese Weise ist es möglich, die Neigung zu einem Rückprall der Ventile zu verringern, und ferner werden geringere Aufschlaggereschwindigkeiten zwischen dem Teller 7 des Ventils 6 und dem jeweiligen Sitz beim Schliessen des Ventils wie wenn versucht wird, bei normalen Ventilantrieben das Geräusch auf ein Mindestmaß herabzusetzen.

Was die hydraulische Vorrichtung zum Drehen der Stütze 26 betrifft, so ist das Drucköl, das in die Bohrung 27 eintritt, das gleiche, das zum Schmieren des Motors verwendet wird. In der Tat ist die Ölzufuhrleitung 32a, die mit der Bohrung 27 verbunden ist, von einer Leitung 32 abgezweigt, welche das Schmieröl zum Motor liefert. Die Menge und der Druck des Öls oder beide werden durch das Ventil 34 bestimmt, das einen Regler aufweist, der an der Vorrichtung angebracht ist und die Drehzahl sowie die Belastung des Motors abfühlt, wie vorangehend beschrieben. Bei einem Antrieb dieser Art kann völlig unabhängig die relative Einstellung der Steuerzeiten der Einlaß- und Auslaßventile geregelt werden, da zwei gesonderte Antriebe für diese Ventile vorgesehen sind.

Bei den vorangehend beschriebenen praktischen Ausführungsformen und den nachfolgend beschriebenen wird eine Veränderung der Einstellung der Ventilsteuerzeiten, wie gezeigt, durch ein hydraulisches Betätigungsorgan erzielt. Hierbei ist jedoch zu erwähnen, daß die Veränderung der Einstellung mit Hilfe mechanischer, pneumatischer oder elektrischer Betätigungsorgane geschehen kann, die auf die Drehzahl und die Belastung des Motors ansprechen.

Die in Fig. 4 gezeigten Kurven zeigen deutlich die Wirkung des Verhältnisses, das zwischen der Länge der Verbindungs-

stange 15 und dem vorerwähnten Kurbelarm bei der in Fig. 1 und 2 dargestellten Vorrichtung besteht. Wie ersichtlich, sind die Kurven für die Veränderungen der Ventilerhebung, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung des Ventils unsymmetrisch. Im besonderen sind die absoluten Werte der Geschwindigkeit und der Beschleunigung grösser, wenn das Ventil offen ist, wodurch beim Schliessen des Ventils der Vorteil eines geringen Geräusches und eines wirksamen Arbeitens der zusammenwirkenden Teile erzielt wird.

In Fig. 4 beziehen sich die mit durchgezogenen Linien gezeichneten Kurven auf eine Stellung für eine weite Einstellung, während die gestrichelten Kurven sich auf eine Stellung beziehen, die einer engeren Einstellung entspricht.

Bei der in Fig. 5 dargestellten Abänderung der Ausführungsform nach Fig. 1 ist eine einzige Steuerwelle 12 vorgesehen, die beide Ventile 6 antreibt und im Motorzylinderblock auf der einen Seite der Zylinderreihe 2 angeordnet ist.

Auf der Welle 12 sind mit dieser aus einem Stück bestehend oder fest verbunden für jeden Zylinder 2 zwei kreisförmige Exzenter 13 angeordnet, von denen jeder mit einer Verbindungsstange 15 verbunden ist, die in diesem Falle von beträchtlicher Länge ist. Das kleine Ende der Verbindungsstange 15 ist mittels eines Zapfens 16 an einem Schwinghebelkurvenelement 17 angelenkt, das in der Nähe des oberen Endes

des Zylinderkopfs 11 des Motors angeordnet ist.

Jeder Kipphebel 17 ist auf einer Achse 18 angeordnet, die sich innerhalb einer Anzahl Stützen 45 drehen kann, welche an einer Abstützfläche 30 im Zylinderkopf 11 mit Hilfe von Schrauben 46 (siehe Fig. 6) befestigt ist.

Die Kipphebel 17 haben im Gegensatz zu der in Fig. 1 und 2 dargestellten Ausführungsform ihre geformte Kurvenfläche auf der gleichen Seite der Achse 18 wie der Zapfen 16. Ein Stützarm 47 ist auf der Achse 18 drehbar gelagert und trägt seinerseits eine Achse 24, die als Gelenk für einen Schwinghebel 23 wirkt.

Der Stützarm 47 ist auf der der Achse 18 entgegengesetzten Seite der Achse 24 mit einer Nase 48 ausgebildet, die sich gegen eine trapezförmige Oberfläche 49 eines Kolbens 50 einer hydraulischen Betätigungsvorrichtung 51 abstützt, die in Fig. 6 dargestellt ist. Der Kolben 50 ist in einer zylindrischen Bohrung 52 in der Vorrichtung 51 gleitbar, welche Bohrung 52 an ihrem unteren Ende durch die Abstützfläche 30 abgeschlossen ist.

Drucköl wird dem unteren Teil der Bohrung 52 durch eine Öffnung 53 zugeführt. Dieses Öl stammt wie bei der Ausführungsform nach Fig. 3 aus dem Schmierölsystem und wird

durch eine Leitung 32a zugeführt. Auch in diesem Falle wird das Drucköl durch eine Pumpe 33 in Umlauf gesetzt und ein Ventil 34 regelt die Zufuhr und den Druck des Öls entsprechend der Drehzahl des Motors und der Belastung, der dieser ausgesetzt wird, d.h. entsprechend dem vom Motor abgegebenen Drehmoment.

Die Oberseite 49 des Kolbens 50 weist auf diametral entgegengesetzten Seiten mit bezug auf die Achse des Kolbens 50 zwei geneigte ebene Flächen auf, die mit 54 und 55 bezeichnet sind und gegen welche sich die dem Einlaßventil 6 und dem Auslaßventil 6a zugeordneten Nasen 48 abstützen.

Bei der letztbeschriebenen Ventilsteuerung erfolgt eine Veränderung der Einstellung der Ventilsteuerzeiten in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Belastung des Motors wie bei der Vorrichtung nach Fig. 1 und 2 durch eine Drehung der Achse 24, die als Gelenk für die Schwinghebel 23 wirkt, um die Achse 18. In diesem Falle ist es mit Rücksicht auf die Anordnung der Teile zweckmässig, die Veränderung der Einstellung der Ventilsteuerzeiten durch eine einzige Betätigungsvorrichtung 51 herbeizuführen, wie in Fig. 6 gezeigt.

Wie ersichtlich, kann auch in diesem Falle, bei welchem eine einzige Steuerwelle vorgesehen ist, eine Regelung

unabhängig von den Ansaug- und Auslaßsteuerzeiten erfolgen. Dies kann geschehen durch Verändern der Neigung der Flächen 54 und 55 oder dadurch, daß der dem Einlaßventil 6 zugeordneten Nase eine Länge gegeben wird, die von der dem Auslaßventil 6a zugeordneten Nase 48 verschieden ist.

Bei der Einrichtung nach Fig. 5 befindet sich die Steuerwelle 12 im Zylinderblock und ist wegen der dadurch bedingten beträchtlichen Länge der Verbindungsstangen 15 ein Unterschied in den Verhältnissen zwischen der Länge jeder Verbindungsstange 15 und dem mit ihr verbundenen wirksamen Kurbelarm kaum wahrnehmbar. Dies hat zur Folge, daß die Bewegungsgesetze der Ventilöffnungs- und -Schließvorgänge nahezu symmetrisch sind, wie sich aus den graphischen Darstellungen der Fig. 7 ergibt.

Mit Rücksicht auf ihre Länge ist es vorteilhafter, die Verbindungsstangen 15 als Zugstangen arbeiten zu lassen, was, wie in Fig. 5 gezeigt, dadurch geschehen kann, daß jeder Kipphebel 17 seinem jeweiligen Ventil einen Hub mitteilt, wenn das aus dem Exzenter 13 und der Verbindungsstange 15 bestehende Kurbelgetriebe um den unteren Totpunkt herum angeordnet ist.

Die in Fig. 8 dargestellte Ausführungsform betrifft eine Viertakt-Brennkraftmaschine, deren Einlaßventile 6 und

Auslaßventile 6a V-förmig angeordnet sind. Eine einzige Steuerwelle 12 ist im Zylinderblock auf der einen Seite der Zylinderreihe 2 angeordnet und steuert das Öffnen und Schliessen der Ventile 6 und 6a.

Analog wie bei der Ausführungsform nach Fig. 5 sind auf der Steuerwelle 12 für jeden Zylinder 2 zwei kreisförmige Exzenter 13 angeordnet, die jedoch auch aus einem Stück mit der Welle bestehen können, auf jeder von welchen Exzentern eine Verbindungsstange 15 angeordnet ist.

Das Zapfenende jeder Verbindungsstange 15, das dem Exzenter 13 abgelegen ist, ist durch einen Zapfen 56 mit dem einen Ende des einen Armes 57 eines kleinen Winkelhebels 58 verbunden, der als Kipphebel wirkt. Die den beiden Verbindungsstangen 15 zugeordneten Hebel 58 sind auf einer gemeinsamen Achse 59 gelagert, die als Gelenk wirkt.

Mit dem Ende des anderen Arms 60 jedes Hebels 58 ist mittels eines Zapfens 61 das eine Ende eines Gliedes 62 gelenkig verbunden, das an seinem anderen Ende durch einen Zapfen 63 mit dem Kipphebel 17 gelenkig verbunden ist. Der Kipphebel 17 weist eine Kurvenfläche 19 auf, die auf einen Schwinghebel 23 wirkt, der seinerseits auf den Querkeil 9 des jeweiligen Ventils 6 wirkt.

Die Achsen 18 und 24, die als Gelenke für den Kipphebel 17 und den Schwinghebel 23 wirken, werden von Stützen 45 getragen, die am Zylinderkopf 11 des Motors 1 mittels nicht gezeigter Schrauben befestigt sind. Die als Gelenk für die Winkelhebel 58 wirkende Achse 59 wird von einer Stütze 64 getragen, die auf einer der Achsen 18 drehbar gelagert ist, welche das Kurvenelement betrifft, das eines der beiden Ventile antreibt, beispielsweise dasjenige, welches die den Auslaßventilen 6a zugeordneten Kipphebel 17 trägt.

Die Achse 59 wird von den Kolben einer hydraulischen Betätigungsvorrichtung von der in Fig. 3 und 6 dargestellten Art getragen, durch welche Vorrichtung die Achse 59 in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Belastung des Motors 1 verlagert werden kann.

Die Folge der Verlagerung der Achse 59 ist eine Veränderung der wirksamen Länge der Verbindungsstange 15 und des Gliedes 62 und daher ein unterschiedliches Profil der Kurvenfläche 19 des Kipphebels 17.

Ein Nachteil dieser Anordnung besteht darin, daß mehr bewegliche Teile als bei der vorangehend beschriebenen Ausführungsform vorgesehen sind. Ausserdem besitzt die letztbeschriebene Ausführungsform eine einzige Betätigungsvorrichtung, woraus folgt, daß, obwohl der Antrieb mit grös-

serer Leichtigkeit erzielt wird, der Nachteil der gleichen Hubveränderung sowohl für die Einlaßventile als auch für die Auslaßventile erhalten wird. Um diesen Nachteil zu vermeiden, würde es notwendig sein, daß die Kipphebel 58 um Gelenke auf zwei gesonderten Achsen drehbar sind, und ihre Schwingachsen mit unabhängigen Betätigern verlagert werden.

Ferner ist zu erwähnen, daß bei der vorangehend beschriebenen Ausführungsform der Schwinghebel 23, dessen Gelenkachse feststehend bleibt, nicht unbedingt unerlässlich ist und durch einen flachen oder zylindrischen Keil ersetzt werden kann, jedoch ermöglicht seine Verwendung eine Verringerung der Abmessungen des Kipphebels 17.

Natürlich sind die Bewegungsgesetze beim Öffnen und Schließen der Ventile nahezu symmetrisch wegen der Länge der Verbindungsstange 15, so daß sich mit grosser Annäherung sagen läßt, daß die in Fig. 7 gegebene Kurvendarstellung auch für diesen Fall gilt.

Die in Fig. 9 dargestellte Ausführungsform betrifft eine Viertakt-Brennkraftmaschine 1 mit in Reihe angeordneten Ein- und Auslaßventilen 6, 6a. Auch in diesem Falle ist die einzige Welle 12 im Zylinderblock auf der einen Seite des Zylinders 2 angeordnet und treibt das Öffnen und Schließen der vorerwähnten Ventile an.

Die Welle 12 trägt für jedes Ventil einen kreisförmigen Exzenter 13, mit dem sie aus einem Stück besteht und auf dem das untere Ende der Verbindungsstange 15 drehbar gelagert ist. Der Kipphebel 17 ist gelenkig mit dem oberen Ende der Verbindungsstange 15 mittels eines Gelenkzapfens 65 verbunden und ist zur Schwenkbewegung auf einer Achse 18 gelagert.

Das Kurvenelement 17 besitzt eine Kurvenfläche 19, welche auf eine konturierte Fläche 66 wirkt, die an einer Fläche des einen Arms 67 eines Kipphebels 68 ausgebildet ist, der auf einer Achse 24 schwenkbar gelagert ist. Der andere Arm des Kipphebels 68 besteht aus dem Hebel 23, der auf den Keil 9 des jeweiligen Ventils 6 wirkt.

Die Achse 18, auf der die Kipphebel 17 drehbar gelagert ist, wird von einem Schwingarm 69 getragen, der auf einer Achse 70 drehbar gelagert ist. Die Achse 70 und die Achse 24 sind ihrerseits auf der Stütze 45 drehbar gelagert, die am Zylinderkopf 11 des Motors 1 mittels nicht gezeigter Schrauben befestigt ist.

Die Achse 18, auf der die Kipphebel 17 gelagert sind, stützt sich auf einer hydraulischen Betätigungsvorrichtung von der in Fig. 3 und 6 dargestellten Art ab und ist daher entsprechend der Drehzahl und der Belastung des Motors 1

verlagerbar.

In Fig. 9 ist die Stellung der Achse 18 entsprechend dem maximalen Kurvenhub dargestellt. Eine Verlagerung der Achse 18 nach unten hat eine Verringerung in den Ventilsteuerzeiten zur Folge, so daß die erwähnte Verlagerung eine Drehung des Kipphebels 17 um den Gelenkzapfen 65 bewirkt und daher ein gegebener Teil der Kurvenfläche 19 mit einem Verzögerungswinkel in Tätigkeit tritt, der gleich dem Winkel ist, über welchen der Kipphebel 17 sich um den Zapfen 65 gedreht hat.

Die an der Fläche des Arms 67 des Kipphebels 68 ausgebildete konturierte Fläche 66 muß ihren Krümmungsmittelpunkt, wenn das jeweilige Ventil 6 geschlossen ist, mit der Achse 70 zusammenfallend haben, wenn das Ventilbetriebsspiel bei Veränderungen in der Einstellung der Steuerzeiten konstant sein soll. Analog wie bei dem in Fig. 1 dargestellten Mechanismus hat eine Verlagerung des Krümmungsmittelpunktes der konturierten Fläche 66 der Achse 70 zur Folge, daß das Ventilbetriebsspiel sich linear mit den Ventilsteuerzeiten verändert.

Hierbei ist zu erwähnen, daß die Verlagerung der Schwingungsachse des Kipphebels 17 abgesehen davon, daß sie eine Drehung des Kipphebels 17 selbst mit einer entsprechenden Veränderung im Öffnungswinkel des Ventils 6 herbei-

führt, auch eine Veränderung in der wirksamen Länge des Arms 67 verursacht, was zur Folge hat, daß der Verlust des maximalen Ventilhubes, der der Verringerung des Ventilöffnungswinkels entspricht, kleiner als bei den anderen vorangehend beschriebenen Vorrichtungen ist.

Die in Fig. 10 dargestellten Kurven zeigen die Bewegungsgesetze des Ventils in zwei verschiedenen Stellungen der Achse 18. Wegen der Länge der Verbindungsstange 15 sind natürlich die Kurven praktisch symmetrisch.

Die Einzelheiten der praktischen Ausführungsformen der Erfindung können natürlich weitgehend gegenüber den beispielsweise beschriebenen und dargestellten Ausführungsformen im Rahmen der Erfindung abgeändert werden.

Patentansprüche:

P a t e n t a n s p r ü c h e :

1. Ventilsteuerungseinrichtung für eine Brennkraftkolbenmaschine mit einer Antriebswelle, gekennzeichnet durch Elemente (13, 15) zur Umwandlung der Drehbewegung der Antriebswelle (12) in eine Schwenkbewegung des Kipphebels (17), der eine Kurvenfläche (19) aufweist, deren Kontur einen profilierten Ventilsteuerungsteil (21) aufweist, und Elemente (23, 26) zur Veränderung der Amplitude der Ventilbewegung, die durch den profilierten Kurventeil (21) verursacht wird, in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Belastung des Motors (1).
2. Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Kipphebel (17) einen gekrümmten Teil (20) besitzt, der einen Teil eines Grundkreises bildet, welcher auf die Drehachse des Kurvenelements (17) zentriert ist.
3. Einrichtung nach Anspruch 1 oder 2, gekennzeichnet durch ein Element (23), das zwischen dem Kipphebel (17) und dem jeweiligen Ventil (7) angeordnet ist, um die Ventilverlagerung zu verstärken, welche durch den Ventilsteuerteil (21)

der Kurvenfläche (19) verursacht wird.

4. Einrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Element zum Verstärken der Ventilverlagerung durch einen Schwinghebel (23) gebildet wird, der zwischen der Kurvenfläche (19) und dem Ventil (6) angeordnet ist.
5. Einrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Veränderung der Amplitude der Ventilbewegung durch Mittel erzielt wird, welche eine relative Drehung zwischen dem Kipphebel (17) und dem Schwinghebel (23) bewirken, welche Drehung in ihrer Grösse durch die Drehzahl und die Belastung des Motors (1) bestimmt wird.
6. Einrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die relative Drehung zwischen dem Kipphebel (17) und dem Schwinghebel (23) dadurch herbeigeführt wird, daß das Gelenk (24) des Schwinghebels (23) längs einer gekrümmten Bahn verlagert wird, die zur Achse der Schwenkbewegung des Kipphebels (17) zentriert ist.
7. Einrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die relative Drehung zwischen dem Kipphebel (17) und dem Schwinghebel (23) dadurch herbeigeführt wird, daß

die Amplitude der Schwenkbewegung des Kipphebels (17) verändert wird, jedoch die Schwingachsen sowohl des Kipphebels (17) als auch des Hebels (23) feststehend gehalten werden.

8. Einrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die relative Drehung zwischen dem Kipphebel (17) und dem Schwinghebel (23) dadurch herbeigeführt wird, daß die Achse der Schwenkbewegung des Kipphebels (17) längs einer gekrümmten Bahn verlagert wird, die zum Gelenk des Schwinghebels (23) zentriert ist.
9. Einrichtung nach den vorangehenden Ansprüchen, dadurch gekennzeichnet, daß die Elemente zur Umwandlung der Drehbewegung der Antriebswelle (12) in eine schwingende Schwenkbewegung des Kurvenelements (17) durch ein desmodromisches Antriebssystem gebildet werden.
10. Einrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das desmodromische Antriebssystem durch ein vierseitiges Gestänge zur Bewegungsübertragung von einer Kurbel, beispielsweise von einem Exzenter, zum Kipphebel (17) gebildet wird, welche Kurbel eine Drehachse hat, die mit

Achse der Antriebswelle (12) zusammenfällt.

11. Einrichtung nach den Ansprüchen 6, 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Gelenk (24) des Schwinghebels (23) von einer beweglichen Stütze (26) getragen wird, die ihrerseits auf der Achse (18) drehbar gelagert ist, welche die Kipphebel (17) lagert, wobei Mittel (27, 28) vorgesehen sind, die dazu dienen, die bewegliche Stütze (26) in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Belastung des Motors (1) zu drehen.
12. Einrichtung nach Anspruch 11, gekennzeichnet durch eine hydraulische Betätigungsvorrichtung (27, 28), die dazu dient, die Stütze (26) in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Belastung des Motors (1) zu drehen
13. Einrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die bewegliche Stütze (26) mit einer Bohrung (27) ausgebildet ist, in welcher ein Kolben (28), der sich gegen eine feste Gegendruckfläche (30) abstützt, gleitbar angeordnet ist, welche Bohrung (27) mit Öl, beispielsweise aus dem Motorschmierölsystem, beliefert wird, dessen Druck von der Drehzahl und der Belastung des

Motors (1) abhängt.

14. Einrichtung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Druck des der Bohrung (27) zugeführten Öls durch ein Ventil (34) regelbar ist, dessen Arbeitsweise durch einen Fliehkraftregler (37) in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und durch eine unterdruckgesteuerte Druckdose, die mit dem Ansaugsystem des Motors verbunden ist, in Abhängigkeit von der Motorbelastung geregelt wird.
15. Einrichtung nach Anspruch 6, 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Berührungspunkt zwischen der Kurvenfläche (19) und dem Schwinghebel (23) sich zum Gelenk (24) des Schwinghebels (23) bei einer Zunahme der Amplitude der Ventilverlagerung verlagert.
16. Einrichtung nach Anspruch 6, 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Winkelgeschwindigkeiten des Kipphebels (17) und des Schwinghebels (23) während der ganzen Dauer der Verlagerung des Ventils (6) in entgegengesetzten Richtungen sind.

17. Einrichtung nach Anspruch 6, 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwinghebel (23) das Ventil (6) mittels einer abgerundeten Fläche (25), die einen Kreisbogen bildet, berührt.
18. Einrichtung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß der Mittelpunkt der abgerundeten Fläche (25) mit der Schwingachse des Kipphebels (17) zusammenfällt.
19. Einrichtung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß der Mittelpunkt der abgerundeten Fläche (25) mit bezug auf die Schwingachse des Kipphebels (17) verlagert ist.
20. Einrichtung nach Anspruch 6, 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Einlaß- und Auslaßventile (6, 6a) jeweils durch eine Welle (12) angetrieben werden, die im Zylinderkopf (11) des Motors gelagert sind, und das Öffnen des Ventils geschieht, wenn ein Kurbelgetriebe, beispielsweise ein Exzenter (13) und eine Verbindungsstange (15), sich in der oberen Totpunktstellung befindet.

21. Einrichtung nach Anspruch 6, 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß sowohl die Einlaß- als auch die Auslaßventile (6, 6a) durch eine einzige Welle (12), die im Zylinderblock des Motors (1) gelagert ist, jeweils über Verbindungsstangen (15) angetrieben werden und jede Verbindungsstange (15) beim Öffnen eines Ventils (6, 6a) auf Zug belastet ist.
22. Einrichtung nach den Ansprüchen 11 - 14, dadurch gekennzeichnet, daß die bewegliche Stütze durch einen Schwingarm (47) gebildet wird, der zur Drehung um die Achse (18) des Kurvenelements gelagert ist und eine Achse (24) trägt, die als Gelenk für den Schwinghebel (23) wirkt, und Mittel vorgesehen sind, die dazu dienen, den Arm (47) in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Belastung des Motors (1) zu drehen.
23. Einrichtung nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, daß eine einzige Betätigungsvorrichtung (51) eine gleichzeitige Drehung der Schwingarme (47), die den Ein- und Auslaßventilen (6, 6a) zugeordnet sind, in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Belastung des Motors (1) bewirkt.

24. Einrichtung nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Betätigungsvorrichtung (51) hydraulisch ist und einen Kolben (50) aufweist, der gleichzeitig die jeweiligen Schwingarme (47) berührt, welche die beweglichen Stützen, die den Einlaß- und Auslaßventilen (6, 6a) zugeordnet sind, bilden.
25. Einrichtung nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben (50) eine Aussenfläche 49 mit einem axialen Abschnitt, der trapezförmig ist, besitzt und die Schwingarme (47) sich gegen die geneigten Seiten der erwähnten trapezförmigen Fläche abstützen.
26. Einrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß eine Amplitudenveränderung der Schwingbewegung des Kipphebels (17) in der Weise bewirkt wird, daß, während die Schwingachsen des Kipphebels (17) und des Schwinghebels (23) feststehend gehalten werden, die wirksame Länge eines Verbindungsgestänges zwischen der jeweiligen Antriebswelle (12) und dem Kipphebel (17) verändert wird, welche Veränderung entsprechend der Drehzahl und der Belastung des Motors geschieht.

27. Einrichtung nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, daß das Verbindungsgestänge durch eine Verbindungsstange (15), welche mit einem Exzenter (13) gelenkig verbunden ist, der von der Antriebswelle (12) getragen wird, und durch ein Glied (62) gebildet wird, das mit dem Schwinghebel verbunden ist, welche Verbindungsstange (15) und das Glied (62) kraftschlüssig durch einen schwenkbaren Winkelhebel (58) miteinander verbunden sind.
28. Einrichtung nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, daß der Winkelhebel auf einer Achse schwenkbar gelagert ist, die von einem Arm getragen ist, welcher zur Schwenkbewegung auf einer der Kurventrägerachsen (18) gelagert ist, um als bewegliche Stütze für diese Achse zu wirken, und Mittel, z.B. hydraulische Mittel, vorgesehen sind, die dazu dienen, den erwähnten Arm in Abhängigkeit von der Drehzahl unter der Belastung des Motors zu verschwenken.
29. Einrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Kurventrägerachse (18) durch einen schwingenden Stützarm (69, Fig. 9) getragen wird, der auf einer Stütze (45) schwenkbar gelagert ist, welche mit dem Motor-

zylinderkopf (11) fest verbunden ist, und Mittel, z.B. hydraulische Mittel, vorgesehen sind, die dazu dienen, den Arm (69) in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Belastung des Motors zu drehen.

30. Einrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwinghebel (23) den einen Arm eines Doppelhebels (68) bildet, dessen anderer Arm (67) eine Fläche (66) aufweist, welche mit der Kurvenfläche (19) zusammenwirkt, um den Ventilhub herbeizuführen.
31. Einrichtung nach Anspruch 30, dadurch gekennzeichnet, daß die Fläche (66) des Hebelarms (67), die mit der Fläche (19) zusammenwirkt, derart ist, daß bei einer Veränderung der Ventilsteuerzeiten eine Veränderung der wirksamen Länge des Hebelarms (67) herbeigeführt wird.
32. Einrichtung nach Anspruch 29 und Anspruch 30 bzw. 31, dadurch gekennzeichnet, daß die Fläche (66) des Hebelarms (67), die mit der Kurvenfläche (19) zusammenwirkt, die Form eines Kreisbogens hat, dessen Mittelpunkt bei geschlossenem Ventil (6) sich auf der Schwingachse (70) des Stützarms (69) der Kurventrägerachse (18)

2006618

- 28 -

37

befindet.

33. Einrichtung nach Anspruch 29, und nach Anspruch 30 bzw. 31, dadurch gekennzeichnet, daß die Fläche (66) des Hebelarms (67), die mit der Kurvenfläche (19) zusammenwirkt, die Form eines Kreisbogens hat, dessen Mittelpunkt mit bezug auf die Schwingachse des Stützarms (69) der Kurventrägerachse (18) verlagert ist.

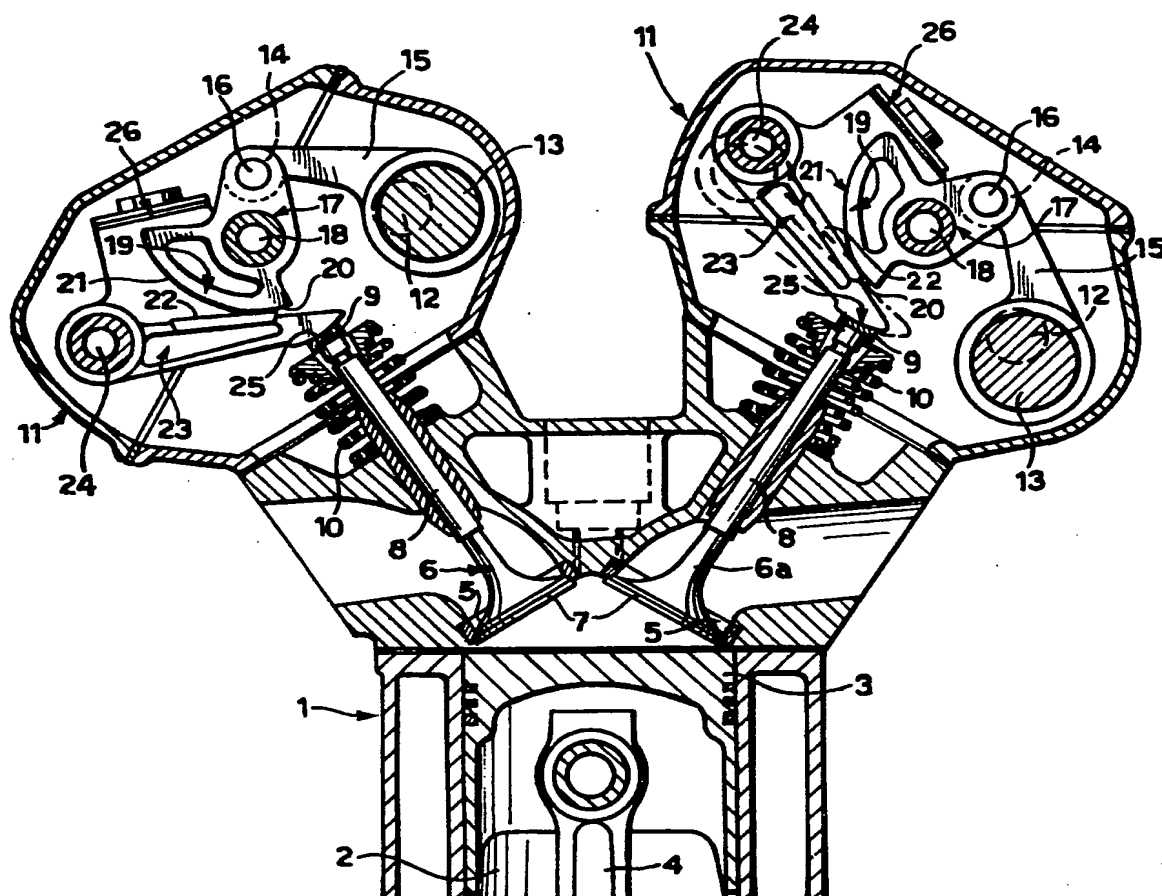
Für FIAT Societa per Azioni

PATENTANWALT
DR.-ING. N. FINCH, DIPL.-ING. N. COHN
DIPL.-ING. S. STASS

109808/1177

38
Leerseite

Fig. 1



39

Fig-2

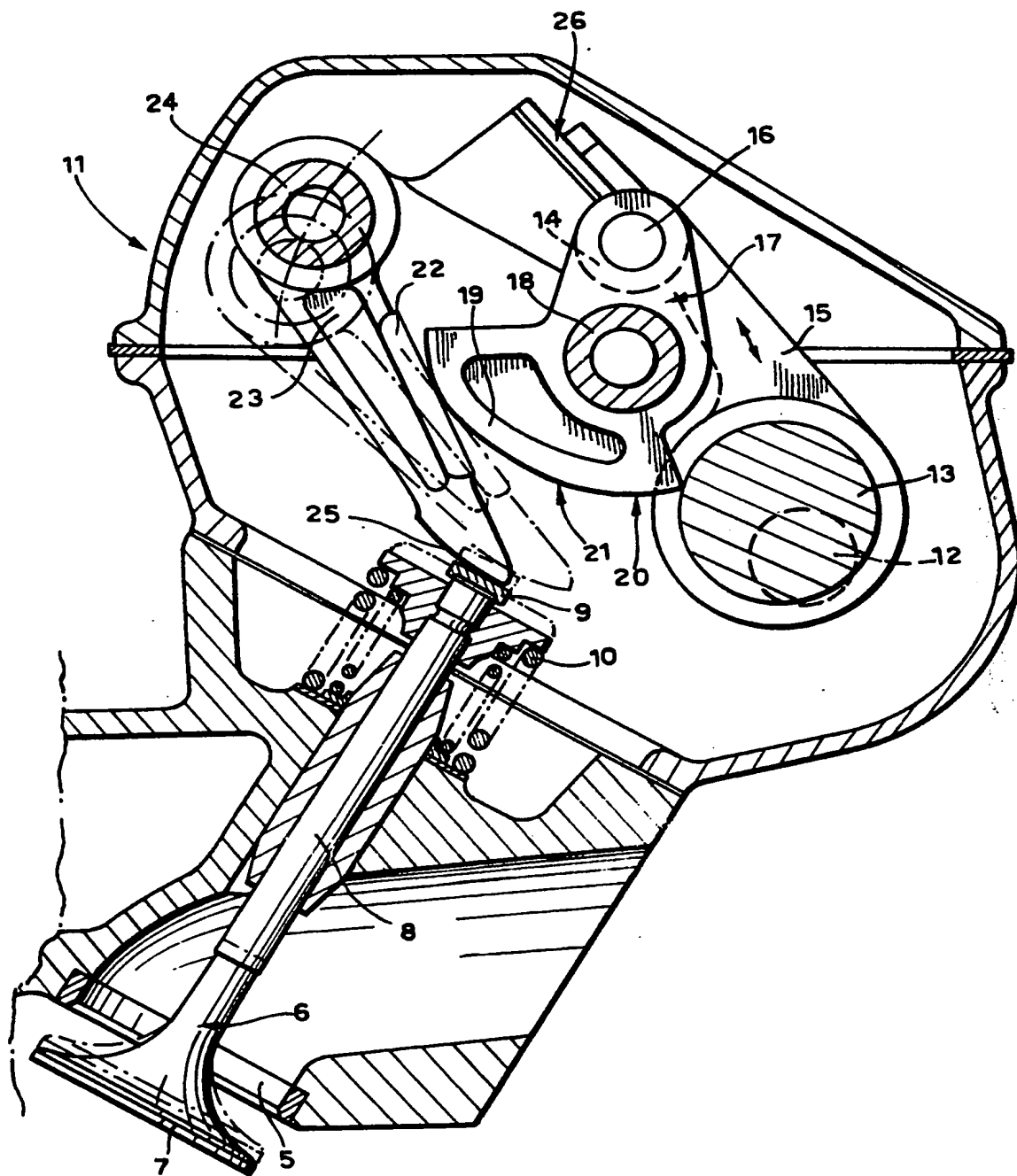


Fig. 3

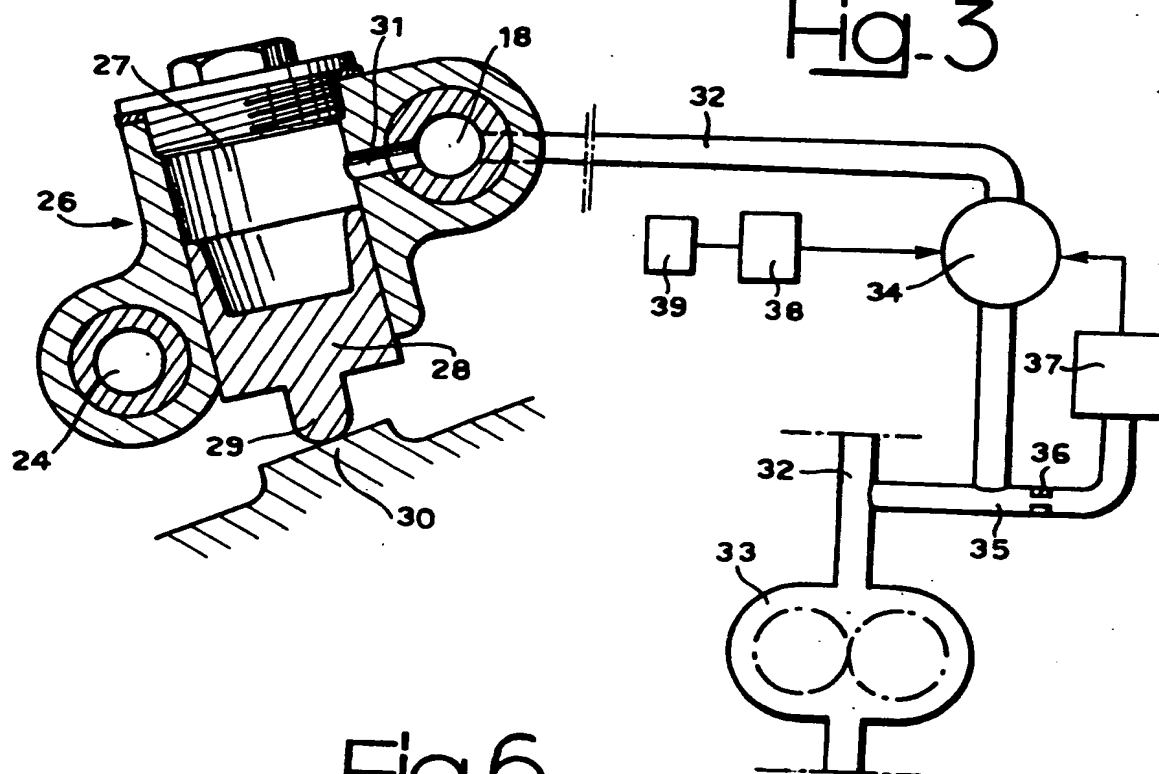


Fig. 6

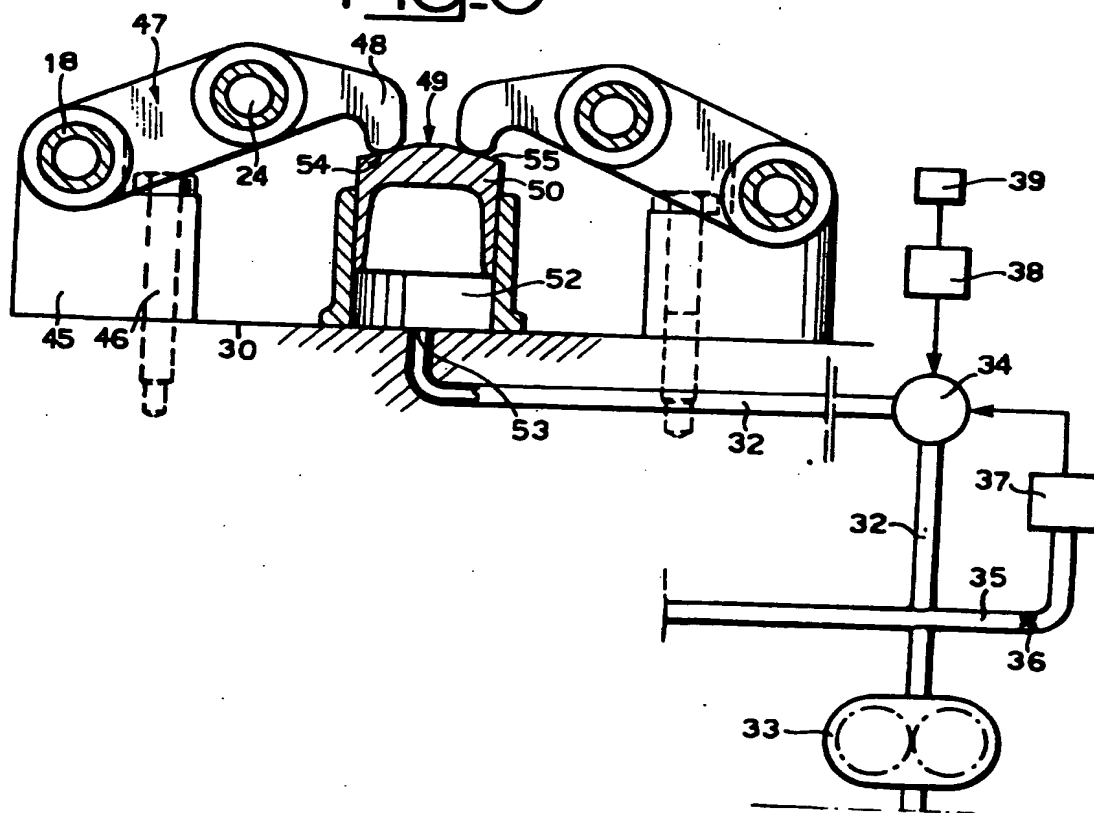


Fig. 4

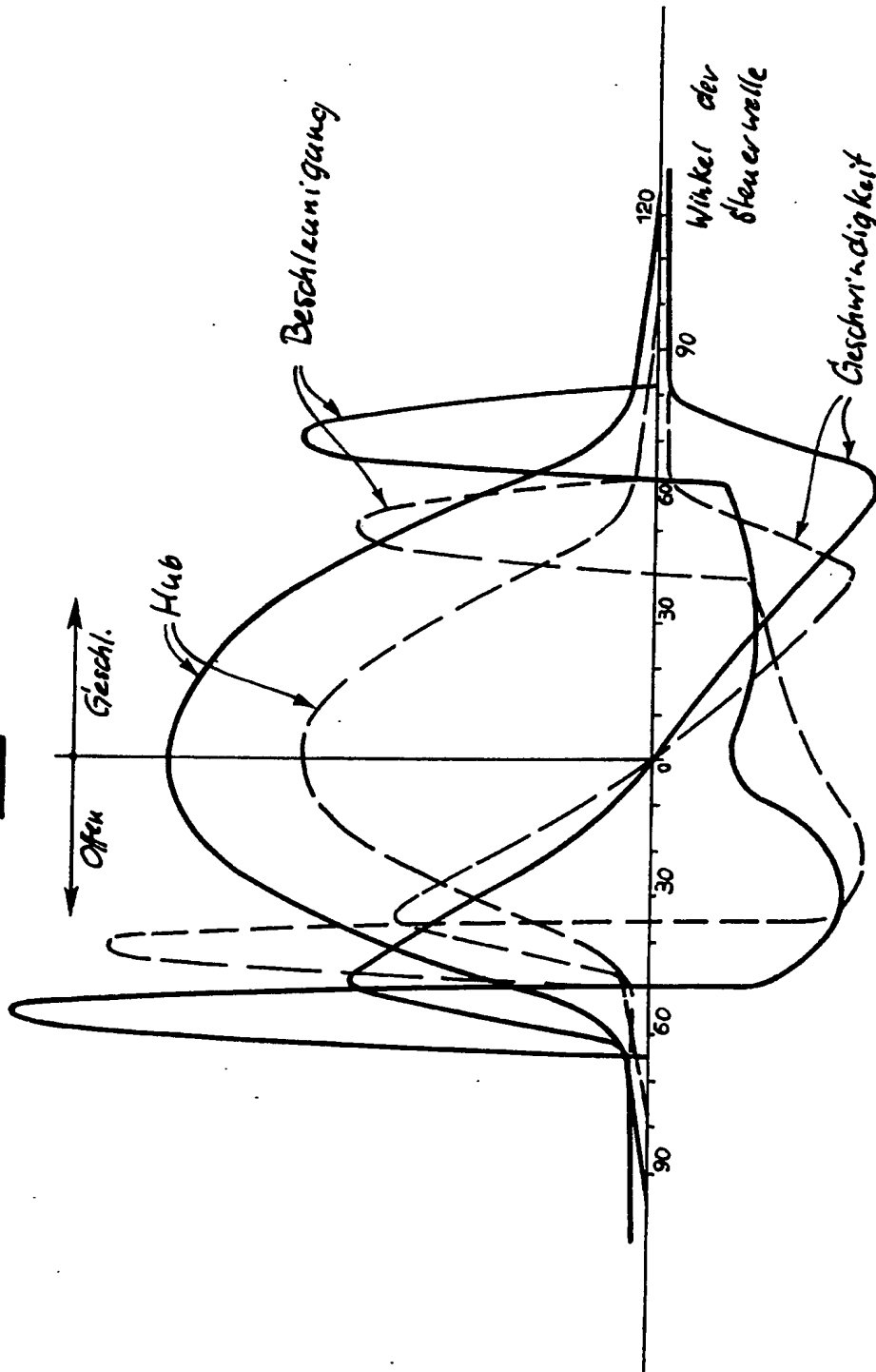
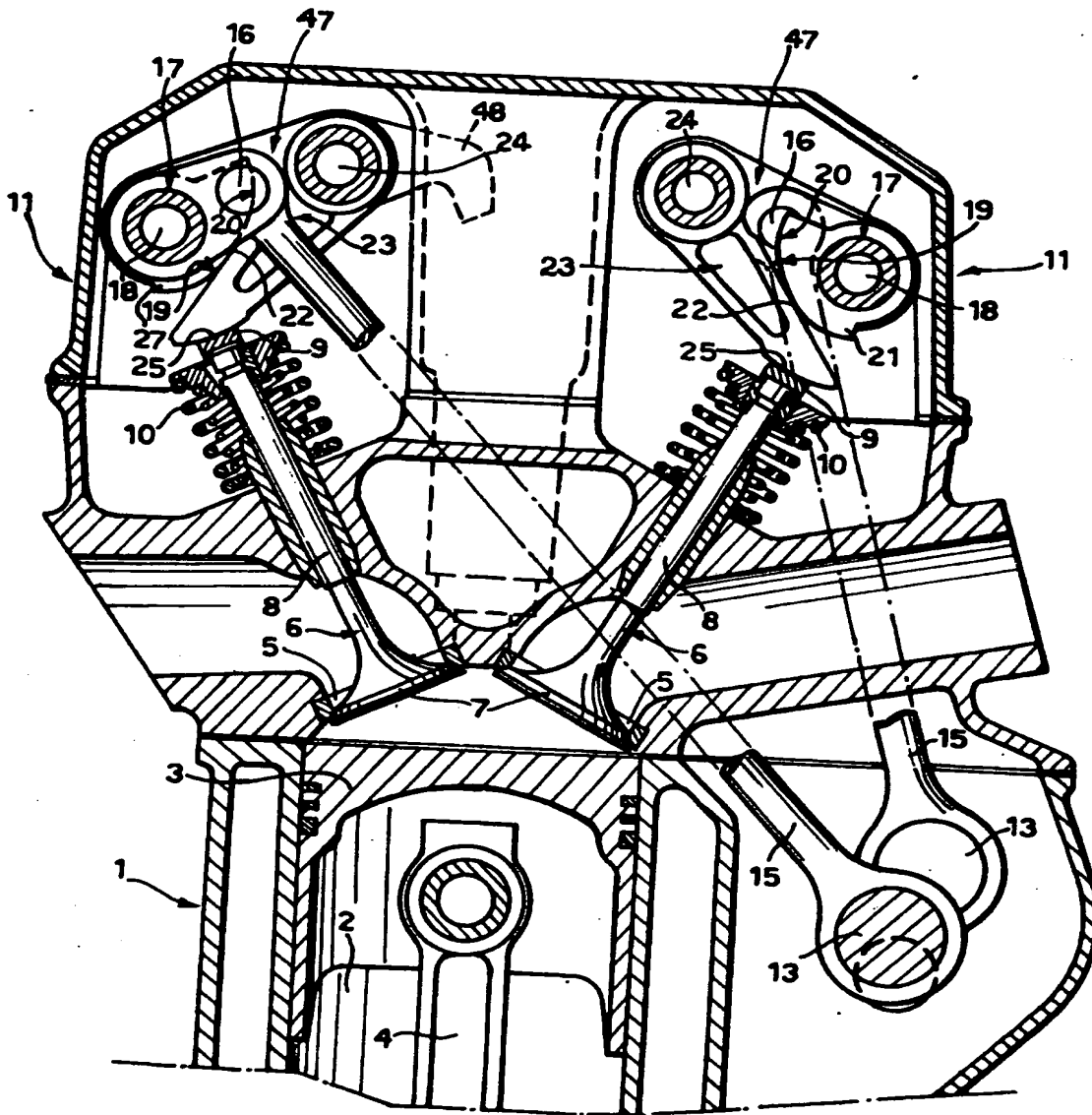


Fig.5



43

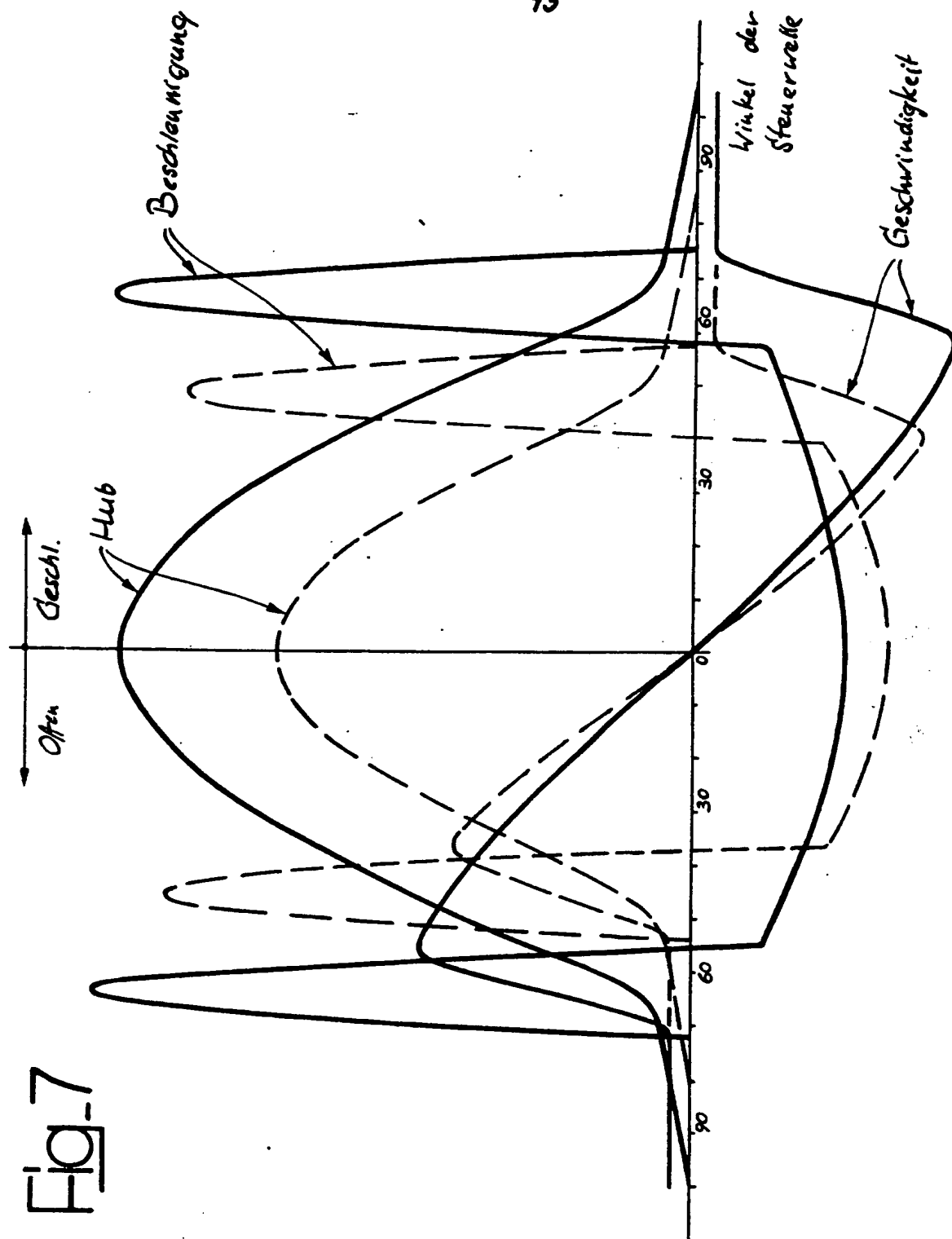
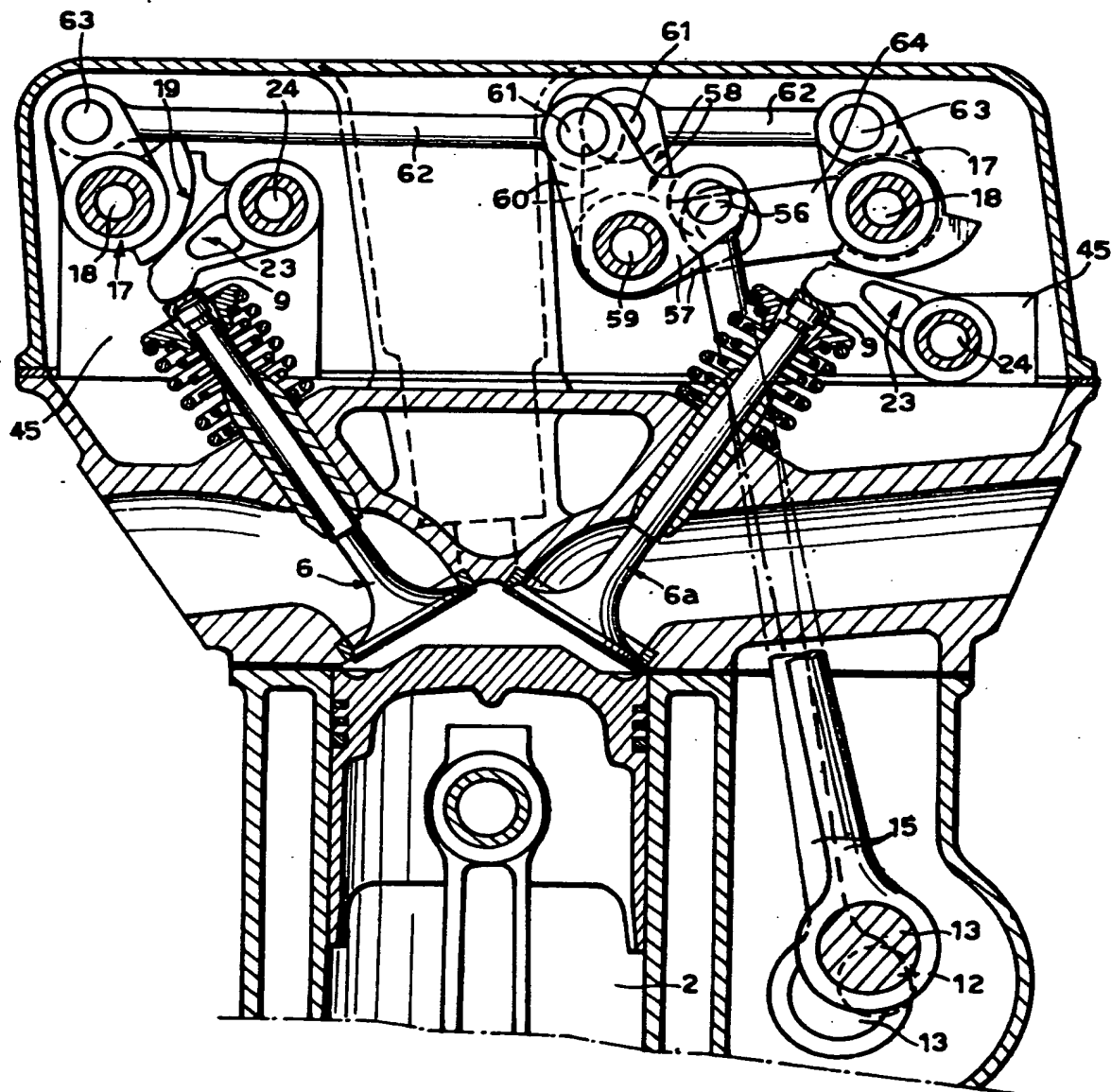


Fig. 8



45
Fig. 9

